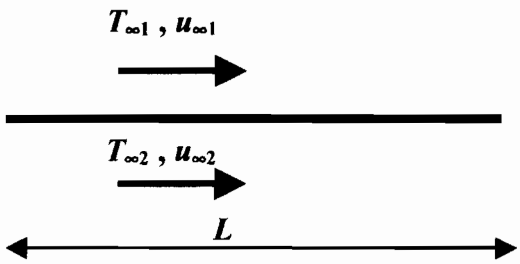
ENSGSI 1° Année Ingénieur **D. Maillet**
Jeudi 3 février 2005

Examen de Transferts et Transports

Durée : 2h00 - Tout document de cours ou TD autorisé

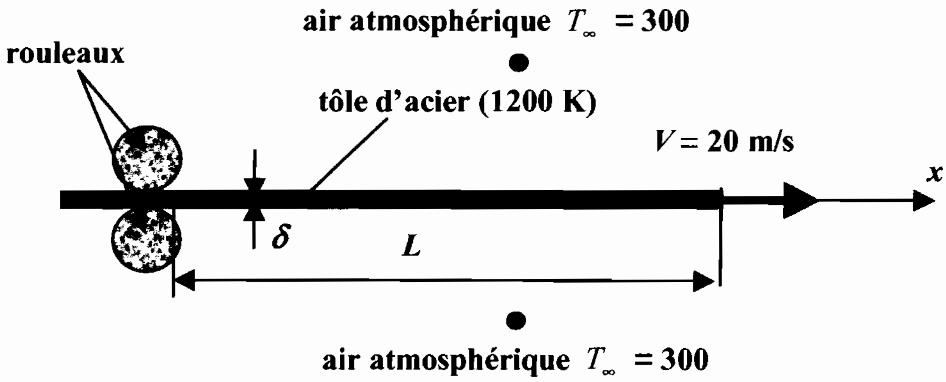
Exercice 1

Une plaque plane de longueur L = 1 m et d'épaisseur négigeable sépare deux écoulements d'air qui s'écoulent parallèlement de chaque côté. Un écoulement est à la température $T_{\infty 1}$ = 100 °C et à une vitesse $u_{\infty 1}$ = 50 m/s, tandis que l'autre écoulement est à la température $T_{\infty 2}$ = 20 °C et à la vitesse $u_{\infty 2}$ = 5 m/s.



a) Quelle est la densité de flux de chaleur échangée entre les deux fluides au milieu de la plaque ?
b) Quel est le flux total échangé entre les deux fluides (on supposera que la largeur l de la plaque est de 1m) ?

Exercice 2



Une tôle d'acier sort des rouleaux d'un laminoir à 20 m/s et à une température de 1200 K. Sa longueur et son épaisseur sont L = 100 m et δ= 3 mm respectivement. Sa masse volumique et sa chaleur spécifique sont de 7900 kg/m3 et 640 J K^{-1} kg^{-1} respectivement.

1) En prenant en compte les échanges thermiques sur ses faces supérieure et inférieure, en négligeant les effets de rayonnement et de conduction, et en supposant uniforme la température de la tôle sur toute sa longueur L, déterminer les pertes de chaleur :
   a) à une distance de 1 m des rouleaux (coefficient *local* de transfert)
   b) à une distance de 100 m de ceux-ci (coefficient *local* de transfert)
   c) sur la longueur L de la plaque (coefficient *global* de transfert)

2) On suppose maintenant que la température de la tôle, dont la valeur est $T(0) = 1200$K en sortie de rouleau, varie sur la longueur L mais que par contre le coefficient de transfert convectif sur les deux faces reste uniforme et égal à sa valeur calculée en 1) c) plus haut.
   a) Faîtes un bilan thermique sur une tranche de longueur dx de la tôle
   b) En déduire la variation de température $T(x)$ ainsi que la température de sortie du laminoir $T(L)$. Qu'en pensez-vous ?

Exercice 3

Une conduite cylindrique horizontale de vapeur non isolée traverse une grande pièce dont les murs et l'air ambiant sont à une température de 300 K. La conduite de 150 mm de diamètre externe a une émissivité de 0,85 et sa surface exérieure est à la température de 400K. Calculez les pertes de chaleur par mètre de longueur de cette conduite

1) ① $\longrightarrow$ $u_{\infty 1}$ $T_{\infty 1} = 100°C$

② $\longrightarrow$ $u_{\infty 2}$ $T_{\infty 2} = 20°C$

$T_p = \frac{100+20}{2} = 60$

$T_{f1} = \frac{1}{2}(T_p + T_\infty) = 80°C = 353 K$ turbulent

$T_{f2} = \qquad = 40°C = 313 K$. laminaire

$Re_{1,x=L/2} = \frac{u_\infty \cdot L/2}{\nu_{f1}} = 1,196.10^6$

T(K)	300	313	350	353	400
$10^5\nu$	1,57	ε	2,08		2,29
$10^4\lambda$	262		300		337

$1,57 + \left(\frac{2,08 - 1,57}{50}\right)\times 13$

$Re_{2,x=L/2} = 1,47.10^5$

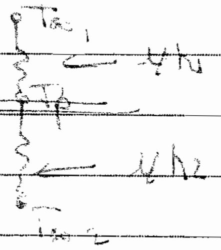
$3.10^5 < Re_1 < 10^6$

Re_{2} $\qquad$ Re_{turb}

$Nu_{1,x=L/2} = \frac{h_{x=L/2} \times \frac{L}{2}}{\lambda_{f1}} = 0,029\, Re^{0,8}_{1,x=L/2}\, Pr^{1/3} = 1872$

$\Rightarrow h_{1,x=L/2} = 113$ $W.m^{-2}K^{-1}$

$Nu_{2,x=L/2} = 0,332\, Re^{1/2}_{2,x=L/2}\, Pr^{1/3} = 113$ $\quad h_{2,x=L/2} = 6,16$.



$\varphi^{(a)}_{x=L/2} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{1/h_1 + 1/h_2} = 467\ W.m^{-2}$

On peut ensuite obtenir.

$T_{\infty 1} - T_p^{(1)} = \frac{1}{h_1} \times \varphi_{x=L/2}$ $\Rightarrow T_p = 75,8°C$

au lieu de 60°C

$\Rightarrow T_f^{(2)} = 87...$ $\qquad$ $= 3K$ au lieu de 80°C

on trouve alors $\varphi^{(u)}_{x=L} = 465\ W.m^{-1}$

b) en refaire et cela sur la longueur de plaque.

en 1 on est déjà en turbulent mais en 2 tout en [illegible] en lam,

$Re_{x=L} = 5{,}76.10^{6}$

$Re_{x=L} = 2{,}94.10^{5}$ écoulement laminaire

$\overline{Nu}_{L} = 0{,}036\ Re^{0,8}\ Pr^{1/3}$

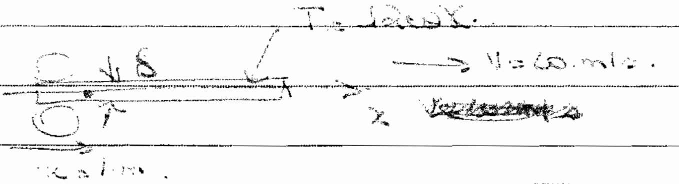
$\overline{h}_{1} = 14,2\ W.m^{-2}K^{-1}$

$\overline{Nu}_{2L} = 0{,}664\ Re^{1/2}\ Pr^{1/3}$

$\overline{h}_{2} = 8{,}73\ W.m^{-2}K^{-1}$

$$\frac{\Phi}{S = 1m^2} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{1/\overline{h}_1 + 1/\overline{h}_2} = 650\ W.m^{-2}$$

Exercice 2.



$T_p = 1200K.$

Pertes de chaleur locales.

Sur le coté de la plaque on se place en x = 1 ou x = L.

I) 1) coef local de transfert.

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} = 750K.$$

sur 1 seule face.

$\nu_f = 7{,}39.10^{-5}$ $\lambda_f = 0{,}0551$

$Re_{x=1m} = \frac{V x (x = 1m)}{\nu_f} = 2{,}71.10^{5} < 5.10^{5}$ laminaire.

$Nu_x = \frac{h_x x}{\lambda_f} = 0{,}332 \sqrt{Re_x}\ Pr^{1/3} = 152 \Rightarrow h_{x=1m} = 8{,}38\ W.m^{-2}K^{-1}$

$\varphi_x = 2 \cdot h\ (T_p - T_\infty)$

2) $Re_{x=L=10m} = \frac{V \cdot L}{\nu_f} = 2{,}71.10^{7} > 5.10^{5}$ turbulent.

$Nu_{x=L} = \frac{h_{x=L}\ L}{\lambda_f} = 0{,}029\ Re_{x=L}^{0,8}\ Pr^{1/3} = 2{,}26.10^{4}$

$h_{x=L} = 12{,}5\ W.m^{-2}K^{-1}$

3) $\overline{h}$ $\overline{Nu}_L = 0{,}036\ Re^{0,8}\ Pr^{1/3} = 2{,}81.10^{4} \rightarrow \overline{h}_L = 15{,}5\ W.m^{-2}K^{-1}$

II) On suppose $T = 1200K$ $\cancel{x=0}$ h uniforme $= \overline{h}_L$

ω — h : distance d'inertie

$x \quad T \quad x+dx$ $\qquad m c_p \, dT = -2 \varphi_x \ldots dx$

$m = \rho V \times S \, m/s$ $\qquad$ d'où volume = dx

$kg.m^{-2}.s^{-1} \qquad kg.m^{-3}$

$\varphi_x = h(T - T_\infty)$

$\Rightarrow \dfrac{dT}{dx} = -\dfrac{(T-T_\infty)}{\ell}$

avec $\ell = \dfrac{\rho c_p \text{ acier} \times V \times \delta}{2h}$ $\qquad$ petit corps spatial

$T - T_\infty = (T - T_\infty)_{x=0} \, e^{-x/\ell}$

350

$= 1200 - 300 \, e^{-\frac{V t}{\ell}}$

$\Rightarrow$ l'hyp. de supposer la tôle uniforme n'était pas si mauvaise.

Exercice 3 :

Vapeur $\qquad$ 400 K $\qquad$ 300 K $\qquad$ $T_f = 350$ K

$\varepsilon = 0{,}85$

air $T = 300$ K

Corps noir à $T_\infty = 300$ K

ou $T_i = 400$ K

$\varepsilon = 0{,}85$

$Gr = \dfrac{g \beta_f D^3 \Delta T}{\nu_f^2} = \dfrac{g D^3 (T_p - T_\infty)}{T_f \nu_f^2} = 2{,}18 \cdot 10^{+7}$

$\nu_f = 2{,}08 \cdot 10^{-5}$ m²/s $\qquad (Gr\,Pr) = 1{,}52 \cdot 10^7$

$\lambda_f = 0{,}03$ SI $\qquad$ laminaire

$Pr = 0{,}697$ $\qquad \dfrac{h_D \times D}{\lambda_f} = Nu_D = 0{,}53 \, (Gr\,Pr)^{1/4} = 33{,}1$

$\Rightarrow h_D = 6{,}62$ SI. convect° naturelle.

Rayonnement $\qquad \varphi_R = \varepsilon \sigma (T_p^4 - T_\infty^4)$

$= 4 \sigma \varepsilon T_p^3 (T_p - T_\infty)$ linéarisat°

$h_R = 5{,}27$ SI > convectif.

$\Phi_{tot} = h_{tot} \pi D (T_p - T_\infty)$

$\varphi = 702$ W.m^{-1}